

А.П. МАРЧЕНКО, д-р техн. наук, проф., НТУ«ХП»;

В.В. ПИЛЬОВ, аспірант, НТУ«ХП»;

І.І. СУКАЧЕВ, канд. техн. наук, доцент, НТУ«ХП»;

УДОСКОНАЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ВИПАРОВУВАННЯ ПАЛИВНОЇ ПЛІВКИ ЗІ СТІНКИ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ДИЗЕЛЯ

Розглянуто варіанти математичних моделей випаровування паливної плівки зі стінки камери згоряння дизеля з об'ємно-плівковим сумішоутворенням, заснованих на врахуванні теплообміну. Показано, що при просторово-одновимірній постановці задачі повне випаровування плівки можливе лише за наявності в пристінній області полум'я.

Рассмотрены варианты математических моделей испарения топливной пленки со стенки камеры сгорания дизеля с объемно-пленочным смесеобразованием, основанных на учете теплообмена. Показано, что при одномерной постановке задачи полное испарение пленки возможно лишь в случае наличия в пристеночной области пламени.

Versions of the mathematical models of the fuel film vaporization from the combustion chamber's wall of the diesel with volume-film mixing are considered. These models are based on the processes of heat exchange. It is shown, that the full vaporization of the film is possible at the one-dimensional statement of the problem only in case of presence of the flame near the wall.

Постановка проблеми. Сучасні дизелі переважно мають об'ємне чи об'ємно-плівкове сумішоутворення. Одним з визначальних чинників якості згоряння у циліндрі двигуна внутрішнього згоряння при об'ємно-плівковому сумішоутворенні є випаровування паливної плівки зі стінки камери згоряння (КЗ). Частково-динамічна теплоізоляція поверхні поршня лвигуна, до якої можна віднести тонке штучне теплозахисне покриття та шар природного нагару, викликає коливання температури поверхні КЗ протягом робочого циклу [1] та впливає на прогрів і випаровування частини палива, яка потрапляє на цю стінку [2]. Врахування цього впливу є необхідним при узгодженні конструкції теплоізолюваної КЗ та робочого процесу, розрахунку останнього.

Аналіз публікацій. У відомих роботах при моделюванні робочого процесу питання врахування випаровування палива зі стінки КЗ не розглядається [3], не достатньо розкриті [4], або врахування цього процесу здійснюється за емпіричними залежностями [5, 6], які не призначені для випадку наявності теплоізоляції. При цьому в [5, 6] паливна плівка розглядається як сукупність окремих крапель, що миттєво приймають температуру стінки і зберігають її протягом випаровування.

Нами у [2] було запропоновано одновимірну у просторі математичну модель прогріву паливної плівки на поверхні стінки поршня, яка основана на визначенні теплообміну між стінкою, паливом та робочим тілом при дотри-

манні закону збереження енергії. Недоліками цієї моделі є заниження кількості палива, що випаровується у кожний момент часу, і, внаслідок накопичення похибки, неможливість адекватного опису досліджуваного процесу під час фази дифузійного згоряння.

Мета дослідження. Метою роботи є удосконалення одновимірної нестационарної математичної моделі прогріву і випаровування паливної плівки на стінці камери згоряння поршня для досягнення несуперечливості процесів випаровування та тепловиділення.

Перший етап розробки моделі. Модель розроблялась поетапно. На першому етапі на основі розгляду відомих уявлень [5] щодо фізичних процесів, які мають місце при прогріві та випаровуванні паливної плівки, було прийнято ряд спрощень та припущень, які загалом мало відрізняються від наведених у [2].

Тут прийнято, що плівка з початковими товщиною h_0 і температурою T_{i0} миттєво утворюється на стінці КЗ в момент φ_w досягнення останньої фронтом паливного факелу. Теплообмін між стінкою КЗ та паливною плівкою супроводжується перемішуванням шарів палива, що виражається в усередненні температури по товщі плівки. Це усереднення закладене у модель з метою урахування дифузії молекул та руху палива по стінці. Аналогічно, теплообмін з перемішуванням шарів палива здійснюється між робочим тілом і паливною плівкою.

При досягненні поверхневим шаром плівки температури кипіння палива $T_{кип}$ нагрів припиняється, а надлишок теплоти, що підводиться, викликає випаровування певної кількості палива з відповідним зменшенням товщини плівки. У разі неповного випаровування плівки передбачене її вилучення з досліджуваної поверхні на початку такту випуску для отримання більш достовірного опису теплообміну стінки КЗ з робочим тілом протягом циклу.

Сама стінка може мати шар теплоізоляції. Для визначення зміни температури поверхні останньої протягом циклу необхідним є отримання високочастотного нестационарного температурного поля всієї стінки. Як для основного її матеріалу, так і для теплоізоляції, використане *рівняння теплопровідності у формі Фур'є*.

Застосовано граничні умови 3-го роду. Зі сторони робочого тіла вони визначаються на основі даних робочого процесу як функції часу, що не залежать від наявності чи відсутності паливної плівки, а зі сторони масляного охолодження приймаються постійними.

З урахуванням рекомендацій [7] задача розв'язувалась методом скінченних різниць за явною схемою.

Розрахункова сітка є двовимірною і має просторовий та часовий шари. У стінці загальною товщиною l , до якої відноситься і шар теплоізоляції δ , виділено k вузлів на відстані Δx один від одного, що подано на рис. 1. Паливна плівка також поділена на окремі шари, але у визначенні температури кожного з них немає необхідності. Вузли поставлені у відповідність лише

Перший розташований на відстані Δx від поверхні стінки, другий на цій же відстані від поверхні теплопідведення, а третій безпосередньо на останній. Крок у часі $\Delta \tau$ має визначатися з умови стійкості рішення.

- рівняння теплопровідності для однорідних матеріалів

- рівняння теплопровідності для однорідних матеріалів

$$\rho_i c_i \frac{T_{i,m+1} - T_{i,m}}{\Delta \tau} = \lambda_i \frac{T_{i-1,m} - 2T_{i,m} + T_{i+1,m}}{\Delta x^2}, \quad i \in \{2, 3, \dots, k-1\} \setminus \left\{ \left\lceil \frac{\delta}{\Delta x} \right\rceil, \left\lceil \frac{\delta}{\Delta x} \right\rceil + 1 \right\}, \quad (1)$$

- рівняння теплопровідності для стику матеріалів

$$\rho_i c_i \frac{T_{i,m+1} - T_{i,m}}{\Delta \tau} = \frac{\frac{\lambda_i + \lambda_{i+1}}{2} \cdot \frac{T_{i+1,m} - T_{i,m}}{\Delta x} - \frac{\lambda_i + \lambda_{i-1}}{2} \cdot \frac{T_{i,m} - T_{i-1,m}}{\Delta x}}{\Delta x},$$

$$i \in \left\{ \left\lceil \frac{\delta}{\Delta x} \right\rceil, \left\lceil \frac{\delta}{\Delta x} \right\rceil + 1 \right\}, \quad \delta \neq 0; \quad (2)$$

- $$\rho_t c_t \cdot \frac{T_{1^*,m+1} - T_{t,m}}{\Delta \tau} = \frac{\lambda_t \cdot \frac{T_{1,m} - T_{t,m}}{\Delta x}}{\Delta x}, \quad h_m > 2\Delta x, \quad (3)$$

- визначення температури в другому допоміжному вузлі

$$T_{2^*m+1} = T_{tm}, h_m > 2\Delta x; \quad (4)$$

- 135

$$\rho_t c_t \cdot \frac{T_{3^*,m+1} - T_{t,m}}{\Delta \tau} = \frac{\frac{T_{2^*,m+1} - T_{3^*,m+1}}{\Delta x} \cdot \lambda_t}{\Delta x/2} +$$

$$+ \frac{(\alpha_{\check{a},m+1}(T_{\check{a},m+1} - T_{3^*,m+1}) + \alpha_{\check{a},m}(T_{\check{a},m} - T_{t,m}))/2}{\Delta x/2}, \quad h_m > 2\Delta x, \quad (5)$$

де $T_{\check{a}}$ – температура робочого тіла, $\alpha_{\check{a}}$ – коефіцієнт його теплообміну зі стінкою КЗ чи паливом;

- визначення товщини паливної плівки за відсутності випаровування

$$h_{m+1} = h_m, \quad h_m > 2\Delta x, \quad T_{3^*,m+1} \leq T_{\check{e}\check{c}d},$$

$$m \in \left\{ \left\lceil \frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta \tau} \right\rceil, \left\lceil \frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta \tau} \right\rceil + 1, \dots, \left\lfloor \frac{\varphi_x + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta \tau} \right\rfloor - 2 \right\}, \quad j \in N, \quad (6)$$

де n – частота обертання колінчастого валу, N – множина натуральних чисел;

- визначення товщини паливної плівки при випаровуванні

$$\frac{\Delta x}{2} c_t (T_{3^*,m+1} - T_{t,m}) = \left(\frac{\Delta x}{2} - \frac{h_m - h_{m+1}}{2} \right) c_t (T_{kun} - T_{t,m}) + r(h_m - h_{m+1}),$$

$$h_m > 2\Delta x, \quad T_{3^*,m+1} > T_{\check{e}\check{c}d},$$

$$m \in \left\{ \left\lceil \frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta \tau} \right\rceil, \left\lceil \frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta \tau} \right\rceil + 1, \dots, \left\lfloor \frac{\varphi_x + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta \tau} \right\rfloor - 2 \right\}, \quad j \in N, \quad (7)$$

де r – питома теплота пароутворення, при цьому повинна виконуватись умова $\Delta x > h_m - h_{m+1}$;

- визначення товщини паливної плівки на інших ділянках циклу

$$h_{m+1} = 0, \quad h_m \leq 2\Delta x, \quad m \in N / \left\{ \left\lceil \frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta \tau} \right\rceil - 1 \right\}, \quad j \in N; \quad (8)$$

- вилучення з розрахунку частини плівки, що не випарувалась

$$h_{m+1} = 0, \quad h_m > 2\Delta x, \quad m \in \left\{ \left\lceil \frac{\varphi_x + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta \tau} \right\rceil - 1 \right\}, \quad j \in N; \quad (9)$$

- визначення температури палива у разі відсутності випаровування

$$T_{t,m+1} = T_{1,m+1} \cdot \frac{\Delta x/2}{h_{m+1}} + T_{1^*,m+1} \cdot \frac{\Delta x}{h_{m+1}} + T_{2^*,m+1} \cdot \left(1 - \frac{2\Delta x}{h_{m+1}} \right) + T_{3^*,m+1} \cdot \frac{\Delta x/2}{h_{m+1}},$$

$$h_m > 2\Delta x, \quad T_{3^*,m+1} \leq T_{\check{e}\check{c}d},$$

$$m \in \left\{ \left\lceil \frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta \tau} \right\rceil, \left\lceil \frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta \tau} \right\rceil + 1, \dots, \left\lfloor \frac{\varphi_x + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta \tau} \right\rfloor - 2 \right\}, \quad j \in N; \quad (10)$$

- визначення температури палива у разі наявності випаровування

$$T_{t,m+1} = T_{1,m+1} \cdot \frac{\Delta x/2}{h_{m+1}} + T_{1^*,m+1} \cdot \frac{\Delta x}{h_{m+1}} + T_{2^*,m+1} \cdot \frac{h_m - 2\Delta x}{h_{m+1}} + T_{\xi\zeta d'} \cdot \left(1 + \frac{\Delta x/2 - h_m}{h_{m+1}}\right),$$

$$h_m > 2\Delta x, \quad T_{3^*,m+1} > T_{\xi\zeta d'},$$

$$m \in \left\{ \left\lceil \frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta\tau} \right\rceil, \left\lceil \frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta\tau} \right\rceil + 1, \dots, \left\lfloor \frac{\varphi_x + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta\tau} \right\rfloor - 2 \right\}, \quad j \in N; \quad (11)$$

- визначення температури поверхні КЗ за наявності палива

$$\frac{\rho_1 + \rho_t}{2} \cdot \frac{c_{1,m} + c_t}{2} \cdot \frac{2T_{1,m+1} - T_{t,m+1} - T_{1,m}}{\Delta\tau} = \frac{\lambda_1 \cdot \frac{T_{2,m} - T_{1,m}}{\Delta x} - \lambda_t \cdot \frac{T_{1,m} - T_{t,m}}{\Delta x}}{\Delta x}, \quad h_m > 2\Delta x; \quad (12)$$

- граничні умови зі сторони камери згоряння за відсутності палива

$$\rho_1 c_1 \cdot \frac{T_{1,m+1} - T_{1,m}}{\Delta\tau} = \frac{\lambda_1 \cdot \left(\frac{T_{2,m+1} - T_{1,m+1}}{\Delta x} + \frac{T_{2,m} - T_{1,m}}{\Delta x} \right) / 2}{\Delta x/2} +$$

$$+ \frac{(\alpha_{\varepsilon,m+1}(T_{\varepsilon,m+1} - T_{1,m+1}) + \alpha_{\varepsilon,m}(T_{\varepsilon,m} - T_{1,m})) / 2}{\Delta x/2}, \quad h_m \leq 2\Delta x; \quad (13)$$

- граничні умови зі сторони охолодження

$$\rho_k c_k \cdot \frac{T_{k,m+1} - T_{k,m}}{\Delta\tau} = \frac{\alpha_m (2T_m - T_{k,m+1} - T_{k,m}) / 2}{\Delta x/2} - \frac{\lambda_k \cdot \frac{T_{k,m} - T_{k-1,m}}{\Delta x}}{\Delta x/2}, \quad (14)$$

де T_m – температура охолоджуючого масла, α_m – коефіцієнт його теплообміну зі стінкою КЗ;

- початкова температура стінки КЗ

$$T_{i,1} = T_0, \quad i \in \{1, 2, \dots, k\}, \quad (15)$$

де T_0 – прийнята початкова температура стінки;

- початкова температура паливної плівки

$$T_{t,m} = T_{t0}, \quad m \in \left\{ \left\lceil \frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta\tau} \right\rceil \right\}, \quad j \in N; \quad (16)$$

- початкова товщина паливної плівки

$$h_m = h_0, \quad m \in \left\{ \left\lceil \frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta\tau} \right\rceil \right\}, \quad j \in N. \quad (17)$$

Перевірка адекватності першого варіанту моделі. Наведена вище модель реалізована у вигляді комп'ютерної програми мовою Delphi.

Критерієм її адекватності було висунуто несуперечливість моменту кінця тепловиділення φ_x , що має бути отриманий при розрахунку робочого процесу, та моменту кінця випаровування палива φ_{en} , який можна визначити

з точністю до $6n\Delta\tau$ на основі результатів використання моделі, що розроблюється, за допомогою виразів

$$h_{\left[\frac{\varphi_{en}+720\cdot j_z}{6n\Delta\tau}\right]} > 0, \quad h_{\left[\frac{\varphi_{en}+720\cdot j_z}{6n\Delta\tau}\right]+1} = 0, \quad (18)$$

де j_z – номер робочого циклу двигуна, при якому вважається, що нестационарний модельований процес установився. Температурний стан стінки, паливної плівки, а також товщина останньої як залежності від кута повороту колінчастого валу $\varphi \in [0; 720]$

$$T_{i, \left[\frac{\varphi+720\cdot j}{6n\Delta\tau}\right]}, \quad T_{i, \left[\frac{\varphi+720\cdot j}{6n\Delta\tau}\right]}, \quad h_{\left[\frac{\varphi+720\cdot j}{6n\Delta\tau}\right]}$$

при довільній величині $j \geq j_z$ вважаємо остаточною, і подальший розрахунок може не проводитись. Значення j_z встановлюємо сумісним розв'язуванням нерівностей

$$\left| T_{1, \left[\frac{360+720\cdot(j_z-2)}{6n\Delta\tau}\right]} - T_{1, \left[\frac{360+720\cdot(j_z-1)}{6n\Delta\tau}\right]} \right| \geq \Delta T_z, \\ \left| T_{1, \left[\frac{360+720\cdot(j_z-1)}{6n\Delta\tau}\right]} - T_{1, \left[\frac{360+720\cdot j_z}{6n\Delta\tau}\right]} \right| < \Delta T_z, \quad j_z \in N, \quad (19)$$

де нами прийнято $\Delta T_z = 0,02 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Слід звернути увагу, що у разі відповідності моделі вищевказаному критерію якості $\varphi_{en} < \varphi_x$ неповне випаровування не матиме місця і процедура вилучення плівки буде зайвою.

Окрім цього, закінчення випаровування повинне відбутися пізніше за початок дифузійного згорання φ_d , який теж визначається при розрахунку робочого процесу.

Перевірка моделі здійснювалась щодо двох режимів роботи дизеля 4ЧН12/14, результати моделювання робочого процесу для яких опубліковано у [8]. Обраний двигун має зміщену від центра КЗ форсунку, розпилювач якої утворює два довгих і два коротких струменя палива. Це дозволяє проводити спостереження при суттєво відмінних умовах і процесах, що відбуваються у КЗ, і поширювати зроблені висновки на інші конструкції.

Початкова товщина паливної плівки та момент її утворення на відмінних режимах роботи двигуна та для коротких і довгих паливних струменів різняться. Значення цих величин отримано з розрахунку робочого процесу і наведено у табл. 1, де N_e позначає ефективну потужність дизеля.

Товщину стінки та параметри її теплообміну з робочим тілом в КЗ і охолоджуючим маслом також узято згідно [8].

Початкова температура паливної плівки T_{i0} формується при взаємодії

паливного струменя зі стінкою. Вона має належати діапазону 320-520 К [9].

Початкова температура стінки КЗ на номінальному режимі роботи приймалась $T_0 = 470$ К, а на досліджуваному частковому – $T_0 = 450$ К.

Таблиця 1

Початкові параметри паливної плівки двигуна 4ЧН12/14

Режим роботи двигуна	Паливний струмінь	h_0 , мм	φ_w , гр. п.к.в.
Номінальний, $N_e = 100$ кВт, $n = 2000$ хв ⁻¹	довгий	0,6	365
	короткий	0,34	354
Частковий, $N_e = 40$ кВт, $n = 1000$ хв ⁻¹	довгий	0,3	355,8
	короткий	0,48	350

Теплофізичні властивості сплаву АК12М2МгН (АЛ25), з якого утворена стінка КЗ, та палива були задані аналогічно до [2], за винятком температури кипіння палива. Остання приймалась незалежною від фракційного складу паливної плівки на кожному кроці, $T_{кин} = 530$ К.

Крок сітки Δx за просторовою координатою варіювався в діапазоні 0,005..0,1 мм. Цьому відповідає $\Delta \tau \approx 10^{-6}$ с.

Проведення розрахунків за описаною моделлю показало, що для усього рекомендованого діапазону T_{i0} випаровування палива не відбувається.

Математична модель з переважанням випаровування над перемішуванням. Можливим поясненням причин розбіжностей між реальним фізичним процесом та результатами моделювання можуть бути занижене теплопідведення до паливної плівки, завищення теплопідведення від неї чи зашвидка передача теплоти від поверхневого шару палива у його товщу внаслідок перемішування.

Оскільки паливна плівка набуває своєї початкової температури при теплообміні зі стінкою під час руху по останній, стінка повинна мати вищу за плівку температуру, і теплопідведення від палива не відбуватиметься.

З метою усунення можливої зашвидкої передачі теплоти, на другому етапі розробки моделі було висунуте припущення, що швидкість процесу випаровування палива з поверхні плівки перевищує швидкість процесів дифузії та механічного перемішування. Для граничного випадку це виражається у тому, що теплота, яка підводиться до паливної плівки від робочого тіла, повністю витрачається на нагрів і випаровування поверхневого шару паливної плівки.

Вказана особливість відрізняє другу запропоновану модель від першої. При цьому з розрахункової сітки вилучено вузол 3*. Фрагмент сітки подано на рис. 2.

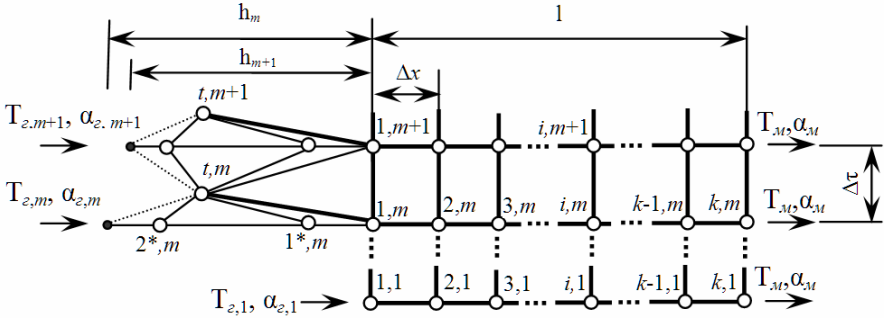


Рисунок 2 – Схема розрахункової сітки другого варіанту моделі.

Математичний опис моделі включає вирази (1)-(2), (14)-(17) незмінними, а інші набувають вигляду (20)-(27):

- визначення температури в першому допоміжному вузлі

$$\rho_t c_t \cdot \frac{T_{1^*, m+1} - T_{t, m}}{\Delta \tau} = \frac{\lambda_t \cdot \frac{T_{1, m} - T_{t, m}}{\Delta x}}{\Delta x}, h_m > \frac{3}{2} \Delta x; \quad (20)$$

- визначення температури в другому допоміжному вузлі

$$T_{2^*, m+1} = T_{t, m}, h_m > \frac{3}{2} \Delta x; \quad (21)$$

- визначення температури палива після перемішування

$$T_{t, m+1} = T_{1, m+1} \cdot \frac{\Delta x / 2}{h_{m+1}} + T_{1^*, m+1} \cdot \frac{\Delta x}{h_{m+1}} + T_{2^*, m+1} \cdot \left(1 - \frac{3 \Delta x / 2}{h_{m+1}}\right), h_m > \frac{3}{2} \Delta x, \\ m \in \left\{ \left[\frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n \Delta \tau} \right], \left[\frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n \Delta \tau} \right] + 1, \dots, \left[\frac{\varphi_x + 720 \cdot (j-1)}{6n \Delta \tau} \right] - 2 \right\}, j \in N; \quad (22)$$

- визначення товщини паливної плівки при випаровуванні

$$\frac{(\alpha_{ε, m+1} (T_{ε, m+1} - T_{kun}) + \alpha_{ε, m} (T_{ε, m} - T_{kun}))}{2 \rho_t} = \frac{h_m - h_{m+1}}{\Delta \tau} (c_t (T_{kun} - T_{t+1, m}) + r), h_m > \frac{3}{2} \Delta x, \\ m \in \left\{ \left[\frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n \Delta \tau} \right], \left[\frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n \Delta \tau} \right] + 1, \dots, \left[\frac{\varphi_x + 720 \cdot (j-1)}{6n \Delta \tau} \right] - 2 \right\}, j \in N; \quad (23)$$

- визначення товщини паливної плівки на інших ділянках циклу

$$h_{m+1} = 0, h_m \leq \frac{3}{2} \Delta x, m \in N / \left\{ \left[\frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n \Delta \tau} \right] - 1 \right\}, j \in N; \quad (24)$$

- вилучення частини паливної плівки, що не випарувалась

$$h_{m+1} = 0, h_m > \frac{3}{2} \Delta x, m \in \left\{ \left[\frac{\varphi_x + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta\tau} \right] - 1 \right\}, j \in N; \quad (25)$$

- визначення температури поверхні КЗ за наявності палива

$$\frac{\rho_1 + \rho_t}{2} \cdot \frac{c_{1,m} + c_t}{2} \cdot \frac{2T_{1,m+1} - T_{t,m+1} - T_{1,m}}{\Delta\tau} = \frac{\lambda_1 \cdot \frac{T_{2,m} - T_{1,m}}{\Delta x} - \lambda_t \cdot \frac{T_{1,m} - T_{t,m}}{\Delta x}}{\Delta x},$$

$$h_m > \frac{3}{2} \Delta x; \quad (26)$$

- граничні умови зі сторони камери згоряння за відсутності палива

$$\rho_1 c_1 \cdot \frac{T_{1,m+1} - T_{1,m}}{\Delta\tau} = \frac{\lambda_1 \cdot \left(\frac{T_{2,m+1} - T_{1,m+1}}{\Delta x} + \frac{T_{2,m} - T_{1,m}}{\Delta x} \right) / 2}{\Delta x / 2} +$$

$$+ \frac{(\alpha_{\varepsilon,m+1}(T_{\varepsilon,m+1} - T_{1,m+1}) + \alpha_{\varepsilon,m}(T_{\varepsilon,m} - T_{1,m})) / 2}{\Delta x / 2}, h_m \leq \frac{3}{2} \Delta x. \quad (27)$$

Розрахунки із застосуванням такої моделі показали, що випаровування відбувається, але лише невеликий проміжок часу, що відповідає максимальним значенням температури робочого тіла T_{ε} та коефіцієнту тепловіддачі α_{ε} . Товщина плівки на досліджуваних режимах внаслідок випаровування зменшується на 0,02-0,03 мм. Відповідно, частина палива, що випарувалася, не перевищує 8% від загальної кількості останнього.

Математичні моделі з урахуванням пристінного полум'я. Отже, використання запропонованого на другому етапі припущення не викликало достатнього підвищення достовірності моделі. І в першому, і в другому випадках недостатньою є кількість теплоти, яка підводиться до плівки.

Зі сторони стінки КЗ теплопідведення прийнято без термічного опору і при максимальному з можливих теплоперепадів, тобто збільшеним бути не може. Тоді засобом можливого підвищення теплопідведення від робочого тіла постає заміна протягом існування паливної плівки параметрів газів у граничних умовах 3-го роду параметрами полум'я. Припущення наявності полум'я у пристінній зоні випаровування є прийнятним у разі достатнього надходження до неї окислювача при якісному вихроутворенні в КЗ. Температуру полум'я $T_{пл} = 2600$ К прийнято з роботи [6], коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{пл} = 20000$ Вт/(м² · К) при зриві пристінного шару газу – відповідно до *теорії конвекційного сплеску Вошині* [10].

Таким чином, на третьому етапі використано модель першого етапу, в якій за наявності паливної плівки застосовуються вище означені граничні умови полум'я. Вона містить вирази (1)-(4), (6)-(17) та, для визначення температури в третьому допоміжному вузлі, доповнюється наступним:

$$\rho_t c_t \cdot \frac{T_{3^*,m+1} - T_{t,m}}{\Delta \tau} = \frac{\frac{T_{2^*,m+1} - T_{3^*,m+1}}{\Delta x} \cdot \lambda_t + \alpha_{de} \left(T_{de} - \frac{T_{3^*,m+1} + T_{t,m}}{2} \right)}{\Delta x/2}, \quad h_m > 2\Delta x. \quad (28)$$

При застосуванні означеної моделі отримано часткове випаровування паливної плівки у межах 6% від її товщини. Тобто, навіть таке значне збільшення теплопідведення за розглянутого підходу не спроможне викликати істотне випаровування.

Тому за четвертим підходом висунуте припущення наявності полум'я в пристінній зоні було вжито до моделі другого підходу. Модель складається з виразів (1)-(2), (14)-(17), (20)-(22), (24)-(27) та виразу для визначення товщини паливної плівки при випаровуванні

$$\frac{\alpha_{nl}(T_{nl} - T_{kun})}{\rho_t} = \frac{h_m - h_{m+1}}{\Delta \tau} (c_t (T_{kun} - T_{t+1,m}) + r), \quad h_m > \frac{3}{2} \Delta x,$$

$$m \in \left\{ \left\lceil \frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta \tau} \right\rceil, \left\lceil \frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta \tau} \right\rceil + 1, \dots, \left\lceil \frac{\varphi_\delta + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta \tau} \right\rceil - 2 \right\}, \quad j \in N. \quad (29)$$

Тільки при розгляді такої моделі було досягнуто повне випаровування палива зі стінки. При цьому використання лише температури полум'я, або лише коефіцієнту тепловіддачі при конвекційному сплеску, виявляється недостатнім.

Встановлено, що для досліджуваних режимів при початковій температурі палива $T_{i0} > 440 \text{ }^\circ\text{C}$ та усталеному рішенні нестационарної задачі теплопровідності, паливо догріває стінку КЗ, що є фізично неможливим. Тому прийнято $T_{i0} = 440 \text{ }^\circ\text{C}$. Порівнювані величини для чотирьох випадків, що аналізуються, наведені у табл. 2.

Таблиця 2

Характерні моменти робочого процесу двигуна 4ЧН12/14

Режим роботи двигуна	Паливний струмінь	φ_d , гр. п.к.в.	φ_{en} , гр. п.к.в.	φ_x , гр. п.к.в.
Номінальний, $N_e = 100 \text{ кВт}$, $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$	довгий	374	428,4	446
	короткий		388,8	
Частковий, $N_e = 40 \text{ кВт}$, $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$	довгий	364,5	371,4	412
	короткий		375,8	

Видно, що дифузійне згоряння починається до моменту закінчення ви-

паровування палива зі стінки, який в свою чергу передусє кінцю тепловиділення.

Зрозуміло, що реальний процес знаходиться між граничними випадками, які описані наведеними моделями. Однак, виходячи з наданих результатів, найбільш прийнятною є четверта модель.

Висновки. Розроблено одновимірну математичну модель випаровування паливної плівки зі стінки КЗ, що враховує теплообмін між стінкою і плівкою, полум'ям і плівкою, а в моменти часу, коли паливо відсутнє – між робочим тілом і стінкою КЗ. Модель враховує товщину плівки та зміну її температури протягом випаровування і може бути використана у разі застосування теплозахисного покриття поверхні КЗ чи присутності на останній нагару.

Встановлено, що принаймні при постановці задачі в одновимірному вигляді, для випаровування паливної плівки зі стінки КЗ необхідними є врахування конвекційного сплеску і присутність біля цієї поверхні полум'я.

Подальший напрямок робіт пов'язаний із дослідженням за допомогою розробленої моделі ефектів частково-динамічної теплоізоляції у зоні наявності паливної плівки, а також розробкою двовимірної математичної моделі для процесів, що вивчаються.

Список літератури: 1. *Шпаковський В.В.* Науково-технічні основи поліпшення показників ДВЗ застосуванням поршнів з корундовим шаром / Автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.05.03 / НТУ «ХП». – Харків, 2010. – 37 с. 2. *Марченко А.П., Пильов В.В.* Моделювання прогріву паливної плівки на стінці камери згоряння дизеля з частково-динамічною теплоізоляцією поршня // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 28-33. 3. *Зеленцов А.А.* Исследование локального теплообмена в камере сгорания дизеля, конвертированного на природный газ / Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / МГТУ им. Н.Э.Баумана. – М., 2011. – 16 с. 4. *Абрамчук Ф.И., Авраменко А.Н.* Программный комплекс для моделирования внутрицилиндровых процессов ДВС // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №2. – С. 7-12. 5. Процессы в перспективных дизелях / А.Ф. Шеховцов, Ф.И. Абрамчук, В.И. Крутов, А.П. Марченко и др. / Под ред. А.Ф. Шеховцова. – Харьков: Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1992. – 352 с. 6. *Марченко А.П., Карягин И.Н., Сукачев И.И.* Влияние температуры стенок камеры сгорания на испарение и выгорание топлива в форсированных дизелях // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №2. – С. 40-46. 7. *Кавтарадзе Р.З.* Локальный теплообмен в поршневых двигателях: Учеб. пособие для вузов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007. – 472 с. 8. Оценка влияния режимных факторов на параметры температурного высокочастотного колебания в поверхностном корундовом слое поршня / *Марченко А.П., Шпаковский В.В., Сукачев И.И.* и др. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №1. – С. 65-69. 9. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев, Е.И. Третяк и др. / Под ред. А.Ф. Шеховцова. – К.: Техника, 1992. – 272 с. 10. *Woschni G.* Experimental investigation of the heat transfer in internal combustion engines with insulated combustion chamber walls // Heat and mass transfer in gasoline and diesel engines. – 1987. – 13 p.

Надійшла до редколегії 15.09.2011